Journal of Agricultural Machinery
Vol. 8, No. 1, Spring - Summer 2018, p. 149-157

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد 8، شماره 1، نیمسال اول 1397، ص 149-157

تحلیل انرژی در یک موتور دیزل با مخلوط‌های سوختی دیزل و بیودیزل حاصل از روغن پسماند پخت و پز

سعید عباسی[1]- هوشنگ بهرامی[2*]- برات قبادیان[3]- مصطفی کیانی ده‌کیانی[4]

تاریخ دریافت: 1395/06/30
تاریخ پذیرش: 1395/11/11

چکیده

در راستای استفاده از سوخت‌های جایگزین با قابلیت تجدیدپذیری، در این تحقیق وضعیت موازنه انرژی در یک موتور دیزل تک‌سیلندر هواخنک با استفاده از مخلوط‌های سوختی دیزل- بیودیزل بررسی گردید. بیودیزل تولید شده از روغن پسماند پخت و پز به روش ترانس‌استریفیکاسیون با درصدهای حجمی صفر، 12، 22، 32 و 42 با دیزل خالص مخلوط شد و در سرعت‌های 1800 تا 2700 دور در دقیقه (در حالت تمام‌بار) مورد استفاده قرار گرفت. نتایج نشان داد سهم تلفات انرژی از طریق دود اگزوز بیشترین مقدار را در همه درصدهای بیودیزل دارا می‌باشد (میانگین 51/715 درصد) که بیشترین مقدار مربوط به بیودیزل 42 درصد (55/982 درصد) و کمترین مقدار مربوط به دیزل خالص (46/481 درصد) می‌باشد. همچنین مخلوط سوختی 12 درصد بیودیزل به‌دلیل داشتن بیشترین توان مفید، کمترین تلفات انرژی به‌صورت دود اگزوز و از طریق خنک‌کننده به‌عنوان بهترین مخلوط سوختی تشخیص داده شد.

واژه‌های کلیدی: بیودیزل، تحلیل انرژی، توان مفید، روغن پسماند پخت و پز، موتور دیزل

مقدمه

پایان‌پذیر بودن سوخت‌های فسیلی و پیامدهای زیست‌محیطی ناشی از آن به‌دلیل کاربرد وسیع موتورهای دیزلی در فعالیت‌های کشاورزی و حمل و نقل جاده‌ای، چالش‌های جدی در این زمینه پدید آورده است. بنابراین یافتن سوخت‌های جایگزین با خصوصیات احتراقی مشابه سوخت دیزل (به‌منظور عدم نیاز به اصلاح ساختار موتورهای دیزلی) و خواصی نظیر تجدیدپذیری، ارزان بودن و آلایندگی کمتر به امری ضروری تبدیل گردیده است.

یکی از سوخت‌های جایگزین، بیودیزل می‌باشد. تحقیقات زیادی روی استفاده از بیودیزل به‌صورت خالص یا مخلوط با سوخت دیزل و همچنین تأثیر این سوخت بر پارامترهای احتراقی، عملکردی و آلایندگی موتور انجام شده است. یکی از پارامترهایی که کم‌تر به آن پرداخته شده است، موازنه انرژی می‌باشد. موازنه انرژی نشان می‌دهد که انرژی ورودی تقریباً به چهار بخش تقسیم می‌شود که شامل: انرژی تبدیل شده به‌کار مفید، انرژی منتقل شده به سیستم خنک‌کننده، انرژی هدر رفته به‌صورت گرما از اگزوز و تلفات انرژی غیرقابل کنترل (Taymaz, 2003) می‌باشد.

در طی سال‌های گذشته چندین مطالعه در زمینه وضعیت تحلیل انرژی با کاربرد سوخت‌های مختلف در موتورهای درون‌سوز انجام شده است که در اینجا به موارد محدودی که ارتباط بیشتری با مطالعه حاضر داشتند اشاره می‌گردد. در تحلیل اکسرژی و انرژی احتراقی مخلوط‌های سوختی بیودیزل، اتانول و دیزل در یک موتور دیزلی، نتایج نشان داد با کاربرد مخلوط سوختی 14 درصد بیودیزل و 6 درصد اتانول تقریباً از کل انرژی ورودی سوخت 37 درصد به انرژی مفید و 63 درصد به‌صورت تلفات انرژی در بخش‌های مختلف موتور تبدیل می‌شود (Golmohammad *et al*., 2016). در مطالعه‌ای به‌منظور بررسی تعادل گرمایی یک موتور دیزل چهارسیلندر با کاربرد

1، 2 و 4- دانشجوی دکتری، دانشیار و استادیار، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز
3- استاد، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
(*- نویسنده مسئول: Email: Bahrami16@gmail.com)
DOI: 10.22067/jam.v8i1.58988

سوخت‌های دیزل و بیودیزل حاصل از روغن پالم و جاتروفا با نسبت‌های 10 و 20درصد حجمی، نتایج نشان داد که مخلوط 10 و 20 درصد حجمی به‌ترتیب برای بیودیزل روغن پالم و جاتروفا منجر به تولید بیشتر تلفات گرمایی آب خنک‌کننده نسبت به دیزل خالص می‌گردد. هم‌چنین، تلفات گرمایی از طریق دود اگزوز برای 10 درصد حجمی بیودیزل برای هر دو روغن پالم و جاتروفا نسبت به دیزل خالص کاهش می‌یابد (Abedin *et al.*, 2015). در مطالعه‌ای به‌منظور بررسی موازنه انرژی در یک موتور دیزل سه‌سیلندر با کاربرد 20 درصد بیودیزل حاصل از روغن کلزا در بارهای متوسط و کامل و در محدوده سرعت 3600-1600 دور در دقیقه (با گام 200 دور در دقیقه) هیچ‌گونه افزایشی در تلفات گرمایی خنک‌کننده و اگزوز مشاهده نشد (Magno *et al.*, 2015). در مطالعه موازنه انرژی در یک موتور دیزل تک‌سیلندر با کاربرد مخلوط‌های سوختی دیزل- اتانول و دیزل- اتانول بخار شده، درصد کار مفید با در نظر گرفتن دیزل خالص برابر 28/68 درصد بوده در حالی‌که مقادیر 28/73، 31/06، 31/95 و 32/89 درصد به‌ترتیب برای اتانول- دیزل با درصدهای 5، 10، 15 و 20 به‌دست آمد. هم‌چنین مقدار کار مفید برای اتانول بخار شده سرد برابر 28/52 درصد و برای حالت پیش‌گرم شده برابر 28/14 درصد محاسبه گردید. لذا چنین نتیجه‌گیری شد که با افزایش درصد اتانول در مخلوط‌های سوختی اتانول- دیزل، میزان کار مفید افزایش می‌یابد (Ajav *et al.*, 2000). هم‌چنین، در بررسی احتراق اتانول و مخلوط سوختی اتانول- دیزل چنین گزارش شد که افزودن اتانول به سوخت دیزل موجب افزایش بازده گرمایی و کاهش دود خروجی از اگزوز می‌شود (Hansen *et al.*, 1989).

در مطالعه دیگری که در زمینه مقایسه روش‌های مختلف کاربرد چربی حیوانی به‌عنوان سوخت در یک موتور دیزل تک‌سیلندر هواخنک انجام شد، مشخص شد که دمای گازهای خروجی اگزوز برای چربی حیوانی خالص در مقایسه با دیزل خالص تحت بارهای 60% و 100% افزایش می‌یابد. لیکن امولسیون چربی حیوانی با الکل‌ها (متانول و اتانول) به دلیل بهبود گرانروی و جرم حجمی نسبت به چربی حیوانی خالص، دارای تلفات گرمایی کمتری بودند (Senthil Kumar *et al.*, 2006).

بیودیزل حاصل از روغن پسماند پخت و پز با توجه به اینکه هزینه تمام شده کمتری نسبت به بیودیزل حاصل از روغن‌های گیاهی داشته و به‌طورکلی خصوصیات بسیار مشابهی با سوخت دیزل دارد، لذا یک گزینه امیدوارکننده و واقعی به‌منظور جایگزینی سوخت دیزل محسوب می‌شود. هم‌چنین تولید این نوع بیودیزل با استفاده از فرآیند ترانس‌استریفیکاسیون، منجر به کاهش وزن مولکولی به یک‌سوم، کاهش گرانروی به حدود یک‌هفتم، کاهش جزئی در نقطه اشتعال، افزایش خیلی کم در فراریت و کاهش قابل ملاحظه در نقطه ریزش می‌شود (Demirbas, 2009). از طرف دیگر، هرچند مطالعات متعددی در مورد کاربرد بیودیزل در موتورهای درون‌سوز انجام شده است، لیکن تعداد کمی از آن‌ها در زمینه موازنه انرژی بوده به‌ویژه در مورد کاربرد بیودیزل حاصل از روغن پسماند پخت و پز مطالعه مشابهی ملاحظه نشد. مطالعه موازنه انرژی در واقع راه‌های اتلاف انرژی و مقدار آن‌ها را به‌منظور کاهش تلفات و افزایش بازده موتور نشان می‌دهد. در این تحقیق تأثیر درصدهای مختلف بیودیزل حاصل از روغن پسماند پخت و پز بر موازنه انرژی موتور دیزل در مقایسه با سوخت دیزل مورد بررسی قرار گرفت.

مواد و روش‌ها

مواد

در این مطالعه 5 نوع مخلوط سوختی دیزل- بیودیزل با مقادیر 12، 22، 32 و 42 درصد بیودیزل تولید شده از روغن پسماند پخت و پز با روش ترانس‌استریفیکاسیون که به‌ترتیب با علامت‌های اختصاری B_{12}، B_{22}، B_{32} و B_{42} نمایش داده می‌شوند) به‌همراه سوخت دیزل خالص با علامت اختصاری B_0 (سوخت دیزل شماره 2 موجود در جایگاه‌های سوخت کشور) تهیه و از هر مخلوط سوختی به اندازه 4 لیتر انتخاب شد تا اینکه آزمایش‌ها به‌منظور داشتن دقت کافی در 3 تکرار انجام شوند. هم‌چنین، آزمایش‌ها در حالت تمام بار (بار 100 درصد) و در محدوده سرعت 1800 تا 2700 دور در دقیقه (با گام 300 دور در دقیقه) انجام شد.

ویژگی‌های مهم سوخت بیودیزل که با استاندارد ASTM D-6751-09 نیز مطابقت داشت به‌همراه ارزش حرارتی سوخت در جدول 1 ارائه شده است.

تجهیزات تست موتور

در این مطالعه تجهیزات لازم به‌منظور بررسی موازنه انرژی شامل موتور دیزل، دینامومتر، سیستم سوخت‌رسانی، دستگاه آلاینده‌سنج و اتاق کنترل (مربوط به اعمال تغییرات در شرایط کاری موتور، ثبت و نمایش داده‌های مربوط به موتور) می‌باشد. شکل 1 طرحواره تجهیزات آزمایشگاهی مربوط به تست موتور را نشان می‌دهد.

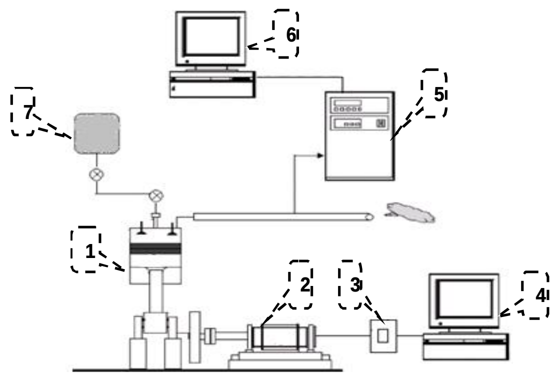
موتور تحت آزمایش در این تحقیق یک موتور دیزل تک سیلندر، چهار زمانه، اشتعال تراکمی و هوا خنک سری 3LD510 می‌باشد. این موتور به دینامومتر وصل شده و بعد از رسیدن به شرایط پایدار، داده‌برداری از موتور انجام گردید. برای اندازه‌گیری توان ترمزی موتور از دینامومتر الکتریکی جریان گردابی مدل Dyno D400 استفاده شد. اندازه‌گیری میزان آلایندگی موتور مورد آزمایش با استفاده از دستگاه آلاینده‌سنج AVL DITEFT مدل MDF418 انجام گردید. دبی حجمی هوای دمنده در قسمت خنک‌کننده موتور با استفاده از جریان‌سنج هوا مدل EXTEXH HD300 اندازه‌گیری شد. هم‌چنین

اندازه‌گیری دمای بلوک موتور نیز با استفاده از دماسنج لیزری Raytek انجام گردید.

جدول 1- مقایسه برخی ویژگی‌های شیمیایی سوخت‌های بیودیزل و دیزل خالص به‌همراه استانداردهای ASTM

Table 1- Some chemical properties of diesel and biodiesel fuels with ASTM standards

خصوصیات **Properties**	روش استاندارد آزمون (ASTM) **Standard test method**	حدود مجاز **Allowable limit**	بیودیزل **Biodiesel**	دیزل **Diesel**	واحد **Unit**
نقطه اشتعال Flash point	D-93	Min 130	171	58	°C
گرانروی سینماتیک در 40 °C Kinematic viscosity at 40 °C	D-445	1.9-6	4.7407	3.08	$mm^2.sec^{-1}$
جرم حجمی در 15 °C Density at 15 °C	D-4052	Max 0.9	0.8601	0.830	$g.cm^{-3}$
ارزش حرارتی Heating value	D-4868	-	40500	48664.52	$Kj.kg^{-1}$
نقطه ریزش Pour point	D-97	Min -10	-4	-21	°C
نقطه ابری شدن Cloud point	D-2500	Min -7	+8	-4	°C



شکل 1- طرحواره تجهیزات آزمایشگاهی تست موتور (1- موتور مورد آزمایش، 2- دینامومتر، 3- کنترل از راه دور، 4- سامانه داده‌گیری مربوط به عملکرد موتور، 5- دستگاه آنالیز دود، 6- سامانه داده‌گیری مربوط به آلایندگی موتور و 7- مخزن سوخت)

Fig. 1. Schematic engine test lab equipment (1- Engine tested, 2- Dynamometer, 3- Remote control, 4- Data backup system of engine performance, 5- Smoke analyzer, 6- Data backup system of exhaust emissions and 7- Fuel tank**)**

تئوری موازنه انرژی

در تحلیل انرژی، فرآیند احتراق به‌صورت فرآیندی برای آزاد کردن انرژی سوخت در نظر گرفته شده و از قانون اول ترمودینامیک برای محاسبه آن استفاده می‌شود (Koochak *et al.*, 2010). انرژی موجود در سوخت موتور در اثر احتراق به‌صورت انرژی‌های مفید و تلف شده تبدیل می‌شود. به‌طوری‌که بخشی از آن به توان مفید خروجی و بقیه به‌صورت تلفات گرمایی از طریق اگزوز موتور، سیستم خنک‌کننده موتور و تلفات گرمایی غیرقابل کنترل دفع می‌گردد. رابطه (1) معادله مربوط به موازنه انرژی موتور را به‌صورت توان در بخش‌های مختلف نشان می‌دهد.

$$\dot{Q}_{fuel} = P_b + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{Uncontroll} \qquad (1)$$

در رابطه (1) $\dot{Q}_{fuel}$، P_b، $\dot{Q}_{exh}$، $\dot{Q}_{cooling}$ و $\dot{Q}_{Uncontroll}$ به‌ترتیب توان معادل سوخت مصرفی (*kW*)، توان خروجی (*kW*)، توان معادل تلف شده از طریق دود اگزوز (*kW*)، توان معادل تلف شده از طریق سیستم خنک‌کننده (*kW*) و توان معادل تلفات گرمایی غیرقابل کنترل (*kW*) می‌باشد.

توان معادل انرژی گرمایی کل همان توان معادل انرژی شیمیایی سوخت است که طی فرآیند احتراق به گرما تبدیل می‌شود. توان معادل انرژی گرمایی کل با استفاده از ارزش گرمایی سوخت و دبی جرمی آن از رابطه (2) محاسبه گردید (YukselCeviz, 2002):

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{m}_f \times Q_{LHV.f} \quad (2)$$

در رابطه (2)، $\dot{m}_f$ و $\dot{Q}_{LHV.f}$ به‌ترتیب دبی جرمی سوخت ($kg.sec^{-1}$) و ارزش حرارتی پایینی سوخت ($kJ.kg^{-1}$) می‌باشد.

توان خروجی (P_b) در واقع توان روی چرخ لنگر است که با استفاده از سرعت دورانی (n) بر حسب دور در دقیقه و گشتاور (T) اندازه‌گیری شده به‌وسیله دینامومتر بر حسب $N.m$ از رابطه (3) محاسبه گردید (YukselCeviz, 2002).

$$P_b = \frac{2\pi .n.T_r}{60000} \quad (3)$$

به‌دلیل اختلاف دمای دود خروجی و دمای محیط، دود خروجی دارای گرمای محسوس است. چون دود خروجی مخلوط گازی است، لذا با فرض ایده‌آل بودن آن از الگوی دالتون در تعیین گرمای محسوس استفاده می‌شود (Koochak *et al.*, 2010). تلفات گرمایی اگزوز با استفاده از تغییرات آنتالپی در فشار ثابت و دمای متوسط اگزوز (میانگین دمای اگزوز و محیط) و دبی جرمی آلاینده‌های خروجی اگزوز از رابطه (4) محاسبه گردید (Taymaz, 2003):

$$\dot{Q}_{exh} = \dot{m}_{exh} \times \overline{C}_{p.g} \times \Delta T \quad (4)$$

در رابطه (4)، ΔT اختلاف دمای دود خروجی و محیط ($°K$) و $\dot{m}_{exh}$ نیز دبی جرمی آلاینده‌های خروجی اگزوز بر حسب ($kg.sec^{-1}$) است که با استفاده از مجموع دبی جرمی هوا و سوخت ورودی به موتور به‌دست می‌آید:

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (5)$$

در رابطه (5)، $\dot{m}_a$ دبی جرمی هوا ($kg.sec^{-1}$) می‌باشد.

همچنین در رابطه (4)، $\overline{C}_{p.g}$ گرمای ویژه آلاینده‌های خروجی اگزوز در فشار ثابت و دمای متوسط اگزوز بر حسب ($kJ.kg^{-1}.°K^{-1}$) می‌باشد که با استفاده از رابطه (6) به‌دست می‌آید:

$$\overline{C}_{p.g} = \sum_{i=1}^{n} (C_{p.i} \times X_i / 100) \quad (6)$$

در رابطه 6، $C_{p.i}$ و X_i به‌ترتیب ظرفیت گرمایی ویژه هر آلاینده در فشار ثابت و درصد آن در مخلوط گازهای خروجی اگزوز می‌باشد. گازهایی که درصد آن‌ها با استفاده از آلاینده‌سنج به‌دست آمد، گرمای ویژه آن‌ها نیز در دمای متوسط اگزوز از جداول ترمودینامیک استخراج گردید. باقیمانده گازهای خروجی اگزوز نیز با توجه به این‌که قابل اندازه‌گیری نبوده و شباهت زیادی به هوا دارند، از گرمای ویژه هوا در دمای متوسط استفاده گردید (Ajav *et al.*, 2000; ÖzcanSöylemez, 2006).

با توجه به اینکه موتور مورد آزمایش در این مطالعه از نوع هواخنک بوده و سیستم خنک‌کاری آن بر اساس دمش هوا توسط یک فن در بدنه موتور می‌باشد، لذا انرژی منتقل شده به این سیال با استفاده از دبی حجمی فن و اختلاف دمای هوای ورودی دمنده و دمای متوسط بدنه موتور با استفاده از رابطه (7) محاسبه گردید (Abedin *et al.*, 2015):

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_{v.a} \times \rho_a \times C_{p.a} \times \Delta T_c \quad (7)$$

دررابطه (7)، $\dot{m}_{v.a}$، ρ_a، $C_{p.a}$ و ΔT_c به‌ترتیب دبی حجمی هوای دمنده بر حسب ($m^3.sec^{-1}$)، چگالی هوا ($kg.m^{-3}$)، ظرفیت گرمای ویژه هوا در فشار ثابت بر حسب ($kj.kg^{-1}.°K^{-1}$) و اختلاف دمای هوای دمنده و دمای متوسط بدنه موتور بر حسب ($°K$) می‌باشد.

تلفات گرمایی غیرقابل کنترل شامل تلفات گرمایی به‌صورت تشعشع، جابه‌جایی از بدنه موتور به محیط اطراف، گرمای تلف شده به دلیل اصطکاک بین قطعات متحرک و گرمای منتقل شده به روغن می‌باشد. با توجه به اینکه محاسبه دقیق گرمای تلف شده در این قسمت‌ها به‌صورت مستقیم ممکن نبود، لذا مقدار آن به‌صورت غیرمستقیم و با استفاده از قانون اول ترمودینامیک محاسبه گردید. یعنی، توان معادل اختلاف انرژی ورودی و مجموع (انرژی مفید، انرژی معادل موجود در دود اگزوز و انرژی معادل منتقل شده به سیال خنک‌کاری) (Abedin *et al.*, 2015):

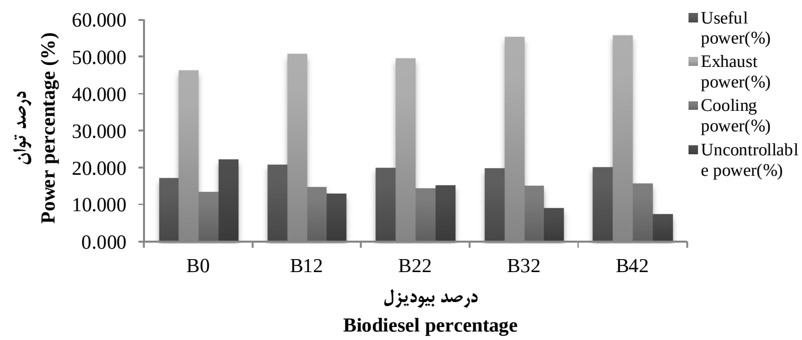
$$\dot{Q}_{Uncontrol} = \dot{Q}_{fuel} - (P_b + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{cooling}) \quad (8)$$

همچنین پس از ثبت داده‌های مربوط به پارامترهای عملکرد و محاسبه موازنه انرژی در موتور مورد آزمایش، اجزای موازنه انرژی موتور در قالب طرح آماری اسپلیت پلات و بر اساس طرح پایه کاملاً تصادفی تجزیه واریانس شده و با استفاده از آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح احتمال 5 درصد مورد مقایسه میانگین قرار گرفتند.

نتایج و بحث

بر اساس نتایج حاصل از تجزیه واریانس مربوط به تأثیر بیودیزل بر موازنه انرژی موتور مورد مطالعه، درصد بیودیزل بر کلیه اجزای موازنه انرژی معنی‌دار می‌باشد. نتایج مربوط به مقایسه میانگین‌های مربوطه در بخش‌های بعدی ارائه شده است.

همان‌طور که در شکل 2 ملاحظه می‌شود، سهم تلفات انرژی از طریق دود اگزوز بیشترین مقدار را در همه درصدهای بیودیزل به خود اختصاص داده (میانگین 51/715 درصد) که بیشترین مقدار مربوط به B_{42} (55/982 درصد) و کمترین مقدار مربوط به دیزل خالص (46/481 درصد) می‌باشد.



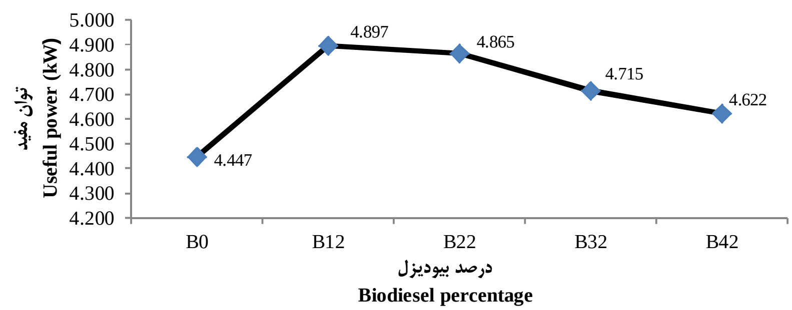
شکل 2- درصد میانگین توان معادل اجزای موازنه انرژی موتور مورد آزمایش با کاربرد درصدهای مختلف بیودیزل

Fig. 2. Equivalent power mean percent of energy balance components in under test engine using Different percentages of biodiesel

پس از دود اگزوز، توان مفید در بیشتر مخلوط‌های سوختی (به‌غیر از دیزل خالص) در رتبه دوم قرار داشته (میانگین 19/836 درصد) که بیشترین مقدار مربوط به B_{42} (20/426 درصد) و کمترین مقدار مربوط به دیزل خالص (17/417 درصد) می‌باشد. تلفات توانی خنک‌کننده در رتبه سوم قرار داشته (میانگین 14/875 درصد) که بیشترین مقدار مربوط به B_{42} (15/955 درصد) و کمترین مقدار مربوط به دیزل خالص (13/634 درصد) می‌باشد. هم‌چنین تلفات توانی غیرقابل کنترل در رتبه آخر (میانگین 13/573 درصد) قرار داشته که بیشترین مقدار مربوط به دیزل خالص (22/467 درصد) و کمترین مقدار مربوط به B_{42} (7/637 درصد) می‌باشد. در مطالعه‌ای که توسط Taymaz (2003) با استفاده از دیزل خالص انجام شد، تلفات گرمایی از طریق خنک‌کننده بیشترین سهم (49 درصد) و سهم توان مفید خروجی، تلفات گرمایی اگزوز و به‌صورت غیرقابل کنترل به‌ترتیب 26 درصد، 24 درصد و 1 درصد گزارش گردید.

توان مفید خروجی

مطابق با شکل 3، بیودیزل 12 درصد و دیزل خالص به‌ترتیب با 4/897 و 4/447 کیلووات دارای بیشترین و کمترین توان مفید خروجی می‌باشند.



شکل 3- تغییرات مربوط به توان مفید خروجی با کاربرد درصدهای مختلف بیودیزل

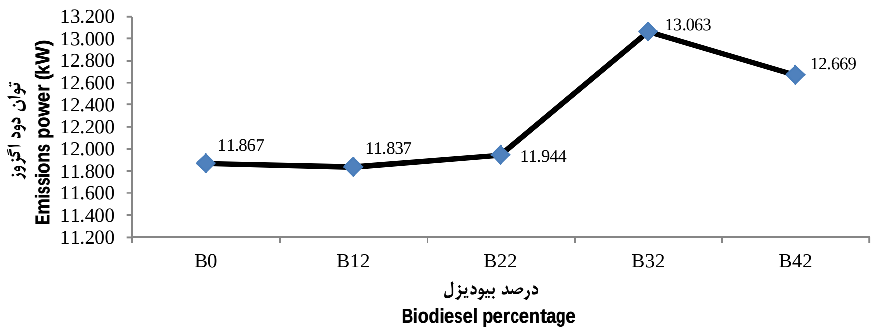
Fig. 3. The variations of useful power using different biodiesel percentages

به بیان دیگر، با افزودن 12 درصد حجمی بیودیزل به دیزل خالص، در حدود 10/12 درصد به توان مفید خروجی افزوده می‌شود. افزایش توان در مخلوط‌های سوختی با کاربرد بیودیزل، بیشتر به دلیل جرم حجمی بیشتر بیودیزل نسبت به سوخت دیزل خالص می‌باشد که امکان ورود هوای بیشتر برای احتراق فراهم شده و موجب افزایش بازده حجمی موتور می‌گردد. البته همان‌طور که در شکل 3 مشاهده می‌شود، با افزایش بیودیزل، ابتدا توان مفید تا حدود 12 درصد افزایش یافته که به دلیل غالب بودن جرم حجمی بیشتر بیودیزل و در نتیجه افزایش بازده حجمی موتور می‌باشد که احتراق کامل‌تر را در پی دارد. لیکن با افزایش بیشتر بیودیزل، توان ترمزی کاهش می‌یابد که به‌دلیل غلبه ارزش حرارتی کمتر بیودیزل می‌باشد. دلیل دیگر کاهش توان ترمزی با بیودیزل بیشتر از 12 درصد، اثر گرانروی بیشتر بیودیزل در پاشش سوخت می‌باشد که منجر به کاهش کیفیت احتراق و در نهایت کاهش توان ترمزی می‌گردد (Baghdar Hoseini *et al.*, 2011; Rostami *et al.*, 2010). محققان دیگری نیز نتایج نزدیک به نتیجه این مطالعه گزارش نموده‌اند (Mrad *et al.*, 2012;

(SaeidiNichran *et al*., 2010; Usta, 2005).

توان معادل تلف شده از طریق آلاینده‌های خروجی اگزوز

مطابق با شکل 4، در حالت کلی افزایش درصد بیودیزل موجب افزایش دود اگزوز شده که در آن بیودیزل 12 و 32 درصد به‌ترتیب با 11/837 و 13/063 کیلووات دارای کمترین و بیشترین تلفات گرمایی به‌صورت دود اگزوز می‌باشند.

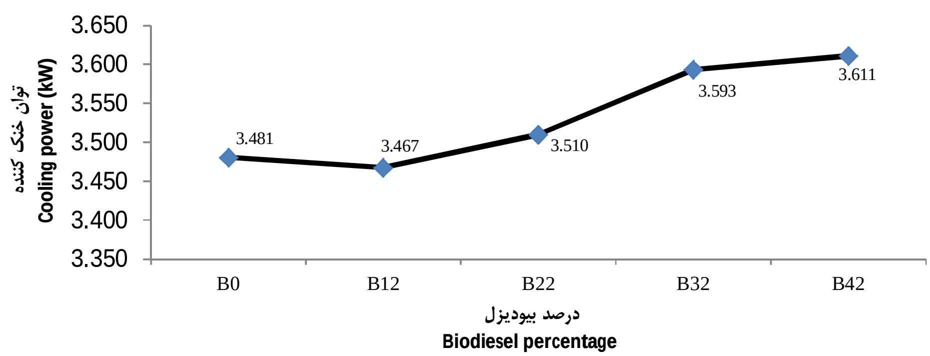


شکل 4- تغییرات مربوط به توان معادل آلاینده‌های خروجی اگزوز با کاربرد درصدهای مختلف بیودیزل
Fig. 4. The variations of equivalent power of exhaust emissions using different biodiesel percentages

به‌عبارت دیگر، با افزودن 32 درصد بیودیزل بـه دیـزل خـالص، حدود 10/08 درصد توان معادل آلاینده‌های خروجی اگـزوز افـزایش می‌یابد. هم‌چنین مطابق شکل 4 به‌طور میانگین بین دیزل خالص با بیودیزل 12 درصد و 22 درصد اختلاف معنی‌دار وجـود نـدارد و بـین سایر درصدهای بیودیزل اختلاف معنی‌دار مشاهده مـی‌شـود. نتیجـه مطالعه Magno و همکاران (2015) نیز در کاربرد 20 درصد بیودیزل تا حدودی شبیه نتیجه مطالعه حاضر می‌باشد. یکی از دلایل افـزایش در آلاینده‌های خروجی اگزوز در ازای افزایش بیودیزل، غلبه گرانروی بالاتر بیودیزل به‌خصوص در درصدهای بالاتر می‌باشـد کـه موجـب کاهش اتمیزه شدن سـوخت در هنگـام پاشـش و در نتیجـه احتـراق ناقص می‌گردد که در نهایت تولید دود بیشتر را به همراه دارد.

توان معادل تلف شده از طریق سیستم خنک‌کننده

مطابق با شکل 5، افزایش بیـودیزل ابتـدا تـا 12 درصـد باعـث کاهش جزئی در توان معادل تلفات گرمایی خنک‌کننده شده و پس از آن با شدت زیادی افزایش پیدا کرده است به‌طوری که بیودیزل 12 و 42 درصد به‌ترتیـب بـا 3/468 و 3/611 کیلـووات دارای کمتـرین و بیشترین تلفات گرمایی از طریق سیستم خنک‌کننده می‌باشند.



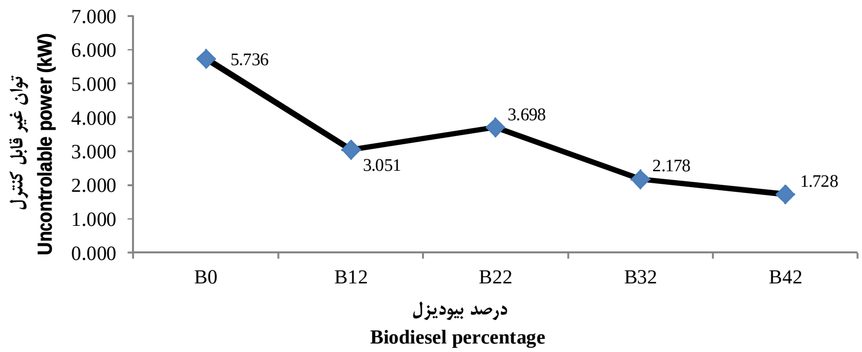
شکل 5- تغییرات مربوط به توان معادل تلفات گرمایی سیستم خنک‌کننده با کاربرد درصدهای مختلف بیودیزل
Fig. 5. The variations of equivalent power of thermal losses in cooling system using different biodiesel percentages

با افزودن 42 درصد بیودیزل به دیـزل خـالص، در حـدود 3/41 درصد به تلفات توان در خنک‌کننده افزوده می‌شود. مقایسه میانگین‌ها نشان می‌دهد که بیـودیزل 32 و 42 درصـد اخـتلاف معنـی‌داری بـا یکدیگر نداشته ولی با سایر درصدها اختلاف معنی‌دار دارند که در آن افزایش بیودیزل با درصدهای به‌نسبت بالاتر تأثیر قابل ملاحظه‌ای در افزایش تلفات گرمایی خنک‌کننده دارد. نتایج حاصل از برخی مطالعات

نیز به نتیجه حاصل از مطالعه حاضر نزدیک می‌باشد (Abedin *et al.*, 2015; Magno *et al.*, 2015). یکی از دلایل این پدیده، اثر گرانروی بیشتر بیودیزل در پاشش سوخت می‌باشد که منجر به کاهش کیفیت احتراق و در نتیجه تولید آلایندگی بیشتر شده که آن هم موجب افزایش دمای بدنه موتور می‌گردد.

توان معادل تلفات گرمایی غیرقابل کنترل

مطابق شکل 6، این نوع از تلفات گرمایی در مجموع با افزایش بیودیزل روند کاهشی دارد که در آن دیزل خالص و بیودیزل 42 درصد به‌ترتیب با 5/736 و 1/728 کیلووات دارای بیشترین و کمترین توان معادل تلفات گرمایی غیرقابل کنترل می‌باشند.



شکل 6- تغییرات مربوط به توان معادل تلفات گرمایی غیرقابل کنترل با کاربرد درصدهای مختلف بیودیزل

Fig. 6. The variations of equivalent power of uncontrollable thermal losses using different biodiesel percentages

به بیان دیگر، با افزودن 42 درصد حجمی بیودیزل به دیزل خالص، در حدود 69/87 درصد از توان معادل تلفات گرمایی غیرقابل کنترل کاسته می‌شود. دلیل اصلی در این روند کاهشی این است که با دقت در تغییرات کلی انرژی مربوط به توان مفید، دود اگزوز و خنک‌کننده (که متناسب با افزایش بیودیزل افزایش می‌یابند)، در راستای پایستگی انرژی موتور، توان معادل تلفات گرمایی غیرقابل کنترل با افزایش بیودیزل کاهش پیدا می‌کند.

نتیجه‌گیری

با افزودن بیودیزل تولید شده از روغن پسماند پخت و پز به دیزل خالص، توان مفید موتور مورد آزمایش به‌طور معنی‌داری افزایش می‌یابد.

افزودن بیودیزل به دیزل خالص موجب کاهش معنی‌دار در تلفات انرژی غیرقابل کنترل می‌گردد.

در درصدهای نسبتاً بالای بیودیزل مورد استفاده، افزایش تلفات انرژی به‌خصوص از طریق دود اگزوز و سیستم خنک‌کننده وجود دارد.

با کاربرد مقادیر مطلوب بیودیزل به‌صورت مخلوط با سوخت دیزل، تلفات انرژی خنک‌کننده به کمترین مقدار خود کاهش می‌یابد.

سپاسگزاری

بدین وسیله، از همکاری پرسنل آزمایشگاه موتور پژوهشکده انرژی‌های تجدیدپذیر دانشگاه تربیت مدرس در انجام این تحقیق قدردانی می‌گردد.

References

1. Abedin, M. J., H. H. Masjuki, M. A. Kalam, A. Sanjid, and S. M. A. Rahman. 2015. Thermal balancing of a multi-cylinder diesel engine operating on diesel, B5 and palm biodiesel blends. Journal of Clean Energy Technologies 3: 115-118.
2. Ajav, E. A., S. Bachchan, and T. K. Bhattachary. 2000. Thermal balance of a single cylinder diesel engine operating on alternative fuels. Elsevier, Energy Conversion and Management 41: 1533-1541.
3. Baghdar Hoseini, S., N. Hoseini, K. Bashir Nejad and H. M. Harvi. 2011. The effect of substituting biodiesel on emissions in industrial furnaces. 4th Fuel and Combustion Conference of Iran. Kashan-Kashan University.
4. Demirbas, A. 2009. Progress and recent trends in biodiesel fuels. Elsevier. Energy Conversion and Management 50: 14-34.
5. Golmohammad, K., A. Akram, K. Mahmoud, and G. Najafi. 2016. Exergy and Energy Analysis of

Combustion of Blended Levels of Biodiesel, Ethanol and Diesel Fuel in a DI Diesel Engine. Applied Thermal Engineering 99: 720-729.

6. Hansen, A. C., P. W. Taylor, L. Lyne, and P. Meiring. 1989. Heat Release in the Compression Ignition Combustion of Ethanol. Transactions of the ASAE. Quoted by: Hossain, S.M. Kumar, B.S.P. and Reddy, K.V.K. 2013. Biogas - diesel dual fuel engine exhaust gas emissions. International Journal of Advanced Research in Engineering and Thechnology (IJARET) 4(2013): 211-216 32 (5): 1507-1511.
7. Koochak, M., A. Keshavarz, P. Sharghi, S. M. Mirsalim, and A. Ghareghani. 2010. Thermal balance study of SI Engines Using Natural Gas In theturbocharged condition. Two disappointing seasons journal of engine research 6: 45-58. (In Farsi).
8. Magno, A., E. Mancaruso, and B. Vaglieco. 2015. Effects of a biodiesel blend on energy distribution and exhaust emissions of a small CI engine. Energy Convers Manage 96: 72-80.
9. Mrad, N., E. G. Varuvel, M. Tazerout, and F. Aloui. 2012. Effects of biofuel from fish oil industrial residue - Diesel blends in diesel engine. Energy Conversion and Management 44: 955-963.
10. Özcan, H. and M. Söylemez. 2006. Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition. Energy conversion and management 47: 570-581.
11. Rostami, S., B. Ghobadian, L. Savadkouhi, and R. Ebrahimi. 2010. Experimental investigation effect of injection pressure on performance in a diesel engine using diesel and biodiesel blends. Journal of Engine Research 6: 73-82. (In Farsi).
12. SaeidiNichran, M. R., B. Ghobadian, and G. Najafi. 2010. Experimental study of performance parameters in a diesel engine using biodiesel fuel. Engine Research 16: 29-35. (In Farsi).
13. Senthil Kumar, M., A. Kerihuel, J. Bellettre, and M. Tazerout. 2006. A comparative study of different methods of using animal fat as a fuel in a compression ignition engine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 128: 907-914.
14. Taymaz, I. 2003. An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine. Energy 31: 364-371.
15. Usta, N. 2005. An experimental study on performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester. Energy Conversion and Management 46: 2373-2386.
16. Yuksel, F., and M. A. Ceviz. 2002. Thermal balance of a four stroke SI engine operating on hydrogen as a supplementary fuel. Energy 28: 1069-1080.

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 8, No. 1, Spring - Summer 2018, p. 149-157

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد 8، شماره 1، نیمسال اول 1397، ص 157-149

Energy Analysis of a Diesel Engine Using Diesel and Biodiesel from Waste Cooking Oil

S. Abbasi- H. Bahrami[2*]- B. Ghobadian[3]- M. Kiani Deh Kiani[4]

Received: 20-09-2016
Accepted: 30-01-2017

Introduction

The extensive use of diesel engines in agricultural activities and transportation, led to the emergence of serious challenges in providing and evaluating alternative fuels from different sources in addition to the chemical properties close to diesel fuel, including properties such as renewable, inexpensive and have fewer emissions.

Biodiesel is one of the alternative fuels. Many studies have been carried out on the use of biodiesel in pure form or blended with diesel fuel about combustion, performance and emission parameters of engines. One of the parameters that have been less discussed is energy balance.

In providing alternative fuels, biodiesel from waste cooking oil due to its low cost compared with biodiesel from plant oils, is the promising option. The properties of biodiesel and diesel fuels, in general, show many similarities, and therefore, biodiesel is rated as a realistic fuel as an alternative to diesel. The conversion of waste cooking oil into methyl esters through the transesterification process approximately reduces the molecular weight to one-third, reduces the viscosity by about one-seventh, reduces the flash point slightly and increases the volatility marginally, and reduces pour point considerably (Demirbas, 2009). In this study, effect of different percentages of biodiesel from waste cooking oil were investigated. Energy distribution study identify the energy losses ways in order to find the reduction solutions of them.

Materials and Methods

Renewable fuel used in this study consists of biodiesel produced from waste cooking oil by transesterification process (Table 1). Five diesel-biodiesel fuel blends with values of 0, 12, 22, 32 and 42 percent of biodiesel that are signs for B_0, B_{12}, B_{22}, B_{32} and B_{42}, respectively.

The test engine was a diesel engine, single-cylinder, four-stroke, compression ignition and air¬cooled, series 3LD510 in the laboratory of renewable energies of agricultural faculty, Tarbiat Modarres University. The engine is connected to a dynamometer and after reaching steady state conditions data were obtained (Fig. 1).

In thermal balance study, combustion process merely as a process intended to free up energy fuel and the first law of thermodynamics is used (Koochak et al., 2000). The energy contained in fuel converted to useful and losses energies by combustion. Useful energy measured by dynamometer as brake power and losses energy including exhaust emission, cooling system losses and uncontrollable energy losses.

Variance analysis of all engine energy balance done by split plot design based on a completely randomized design and the means were compared with each other using Duncan test at 5% probability.

Results and Discussion

Results showed that, in general, biodiesel use has a significant impact on all components of energy balance. Of total energy from fuel combustion, the share of energy losses to form of exhaust emissions the maximum value in all percentages allocated to biodiesel (Average 51.715 percent) with the maximum and minimum amount of B_{42} (55.982 percent) and B_0 (46.481 percent), respectively (Fig. 2). Also, fuel blend with 12% biodiesel was diagnosed the best blend because of having the most useful power, having the lowest energy losses through the exhaust and cooling system.

Conclusions

Using biodiesel produced from waste cooking oil by transesterification process, lead to increase the useful power. The addition of biodiesel to pure diesel cause to significant reduction in the waste energy due to friction. In higher amounts of biodiesel increase energy losses especially through the exhaust and cooling system due to higher viscosity.

Keywords: Biodiesel, Diesel engine, Energy analysis, Useful power, Waste cooking oil

1, 2 And 4- Ph.D Student, Associated Professor and Assistant Professor, respectively, Department of Biosystem Engineering, Faculty of Agriculture, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz
3- Professor, Department of Biosystem Engineering, Faculty of Agriculture, Tarbiat Modarres University, Tehran
(*- Corresponding Author Email: Bahrami16@gmail.com)